

1.8 Połączenie silnika z maszyną roboczą

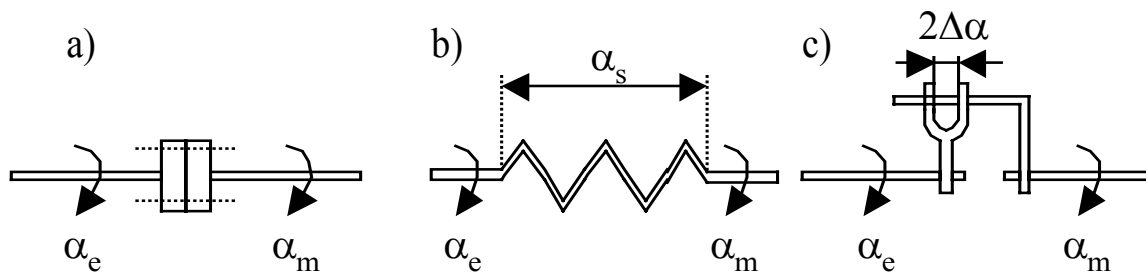
Silnik elektryczny może być połączony z mechanizmem roboczym tak, jak to pokazano na rys.1.21 tzn.:

a - w sposób sztywny, gdy $\alpha_e = \alpha_m = \alpha$,

b - poprzez element elastyczny, dzięki skróceniu którego pojawi się kąt skrócenia wału

$$\alpha_s = \alpha_e - \alpha_m$$

c - za pomocą elementów z luzami, gdzie ruch części elektrycznej jest przekazywany mechanizmowi po tzw. wybraniu luzu, czyli obróceniem się jednej części mechanizmu o kąt $\Delta\alpha$ przy drugiej nieruchomej.



Rys.1.21 Połączenie silnika z mechanizmem: a - sztywne, b- poprzez element sprężysty, c- z luzem; α_e, α_m - kąty obrotu wału silnika i mechanizmu

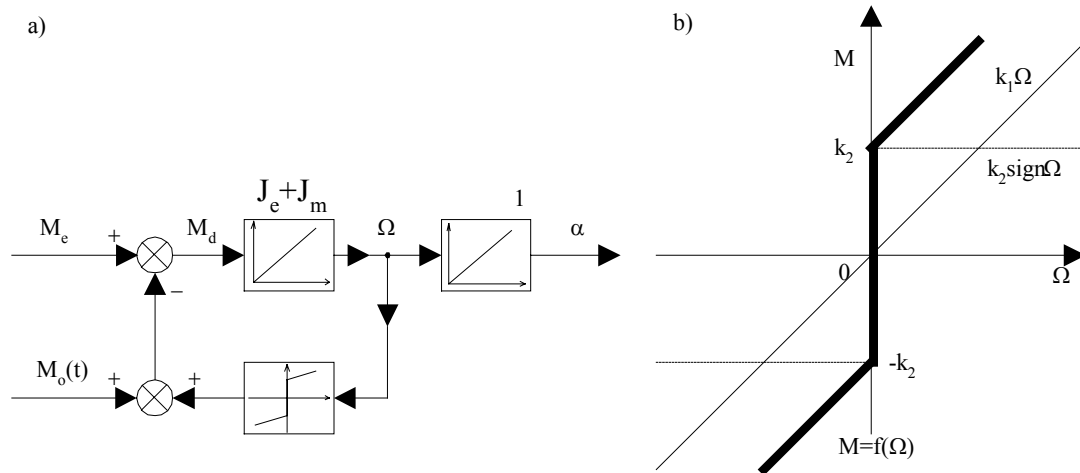
Dla przypadku **połączenia sztywnego** obowiązują wcześniej już omówione zależności, przy założeniu, że $J = \text{const}$:

$$J \frac{d\Omega}{dt} = M_e - M_o = M_d \quad (1.17)$$

Po uwzględnieniu, że *moment oporowy może być funkcją prędkości Ω i mieć składową zewnętrzną $M_o(t)$ będącą dowolną funkcją czasu oraz składową typu tarcia suchego (1.8)*, otrzymuje się następujące równanie momentu mechanicznego maszyny roboczej:

$$M_o = M_o(t) + k_1\Omega + k_2 \text{sign}\Omega \quad (1.37)$$

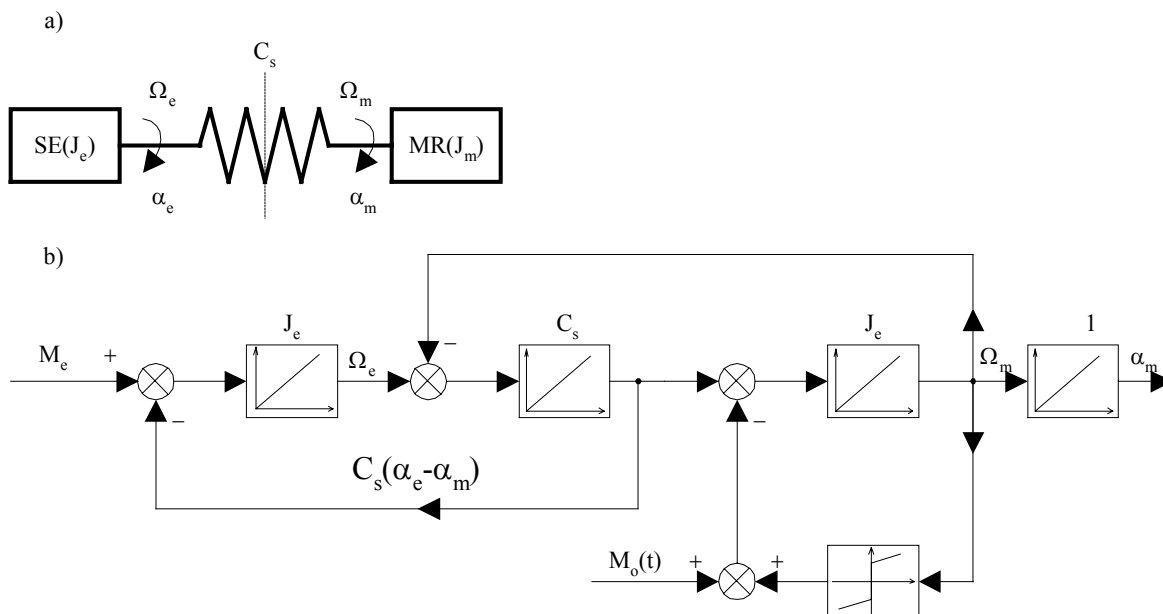
Wówczas strukturę układu opisanego równaniem ruchu (1.17) można przedstawić za pomocą następującego schematu blokowego (rys.1.22a):



Rys.1.22 Połączenie sztywne silnika i maszyny roboczej:
a- schemat struktury, b- momenty mechaniczne tarcia.

W niektórych napędach można wyodrębnić elementy mechaniczne, które w sposób wyraźny stanowią **połączenia elastyczne** (np. długi wał).

Grupując część układu wokół silnika, a pozostałą część przypisując maszynie roboczej, otrzymuje się **strukturę dwumasową ze sprężystym elementem łączącym**, pokazaną na rys.1.23.



Rys.1.23 Połączenie sprężyste silnika SE i maszyny roboczej MR:
a- schemat ideowy, b- schemat struktury.

Jeśli wprowadzi się pojęcie **współczynnika sprężystości C_s** , jako zależność między kątem skręcenia α a momentem przenoszonym:

$$C_s = \frac{\partial M_s}{\partial \alpha_s} \quad [\text{Nm/rad}], \quad (1.38)$$

to **moment skrętny** będzie wyrażony następującym wzorem:

$$M_s = C_s \alpha_s = C_s (\alpha_s - \alpha_m). \quad (1.39)$$

Wówczas równania równowagi mechanicznej (równania ruchu) przyjmą następującą postać:

$$J_e \frac{d\Omega_e}{dt} = M_e - C_s \int (\Omega_e - \Omega_m) dt, \quad (1.40)$$

$$C_s \int (\Omega_e - \Omega_m) dt - M_o = J_m \frac{d\Omega_m}{dt},$$

przy czym:

$$M_o = M_o(t) + k_1 \Omega_m + k_2 \text{sign} \Omega_m. \quad (1.41)$$

Równaniom (1.40) i (1.41) odpowiada schemat blokowy na rys.1.23b.

Jak widać, **rzęd równania różniczkowego podwyższa się o dwa w porównaniu z przypadkiem połączenia sztywnego.**

Wynika to z faktu, że **wspólny poprzednio magazyn energii kinetycznej** związany z masą o momencie bezwładności $J=(J_e + J_m)$ **został teraz rozdzielony na dwa**, a ponadto **pojawił się jeszcze jeden w postaci elementu sprężystego**, który magazynuje **energię potencjalną** (wyrażoną w [Ws]):

$$E_p = \frac{1}{2} C_s \alpha_s^2.$$

Dokładniejsza analiza układu z masami i elementami sprężystymi wykazuje istnienie **drgań własnych układu** o częstotliwościach równych odpowiednio dla silnika i mechanizmu:

$$f_{oe} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_s}{J_e}}; \quad f_{om} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_s}{J_m}} \quad (1.42a)$$

dla całego układu:

$$f_o = \frac{1}{2\pi} \sqrt{C_s \frac{J_e + J_m}{J_e J_m}} \quad (1.42b)$$

Drgania te mogą ujawnić się w sposób niebezpieczny jeśli któreś z wymuszeń (tzn. M_e lub M_o) będzie zawierało składową o bliskiej im częstotliwości.

Normalne przekładnie zębate oraz niektóre połączenia przegubowe wykazują **luz**. Analizę układu napędowego z takim typem połączenia mechanicznego przeprowadza się w podobny sposób jak w przypadku połączenia sprężystego, tzn. stosuje się **podział układu na dwa zespoły zlokalizowane po obydwu stronach elementu wykazującego luz**.

Rozważa się dwa przedziały czasowe:

- **pierwszy** - w którym na skutek występowania luzu zespoły silnika i maszyny roboczej z rys.1.24 należy traktować jako *rozdzielone*;
- **drugi** - w którym zespół napędowy przechodzi w układ sztywny.

Przedział pierwszy nazywany jest **wybijaniem luzu** i równanie dynamiki

w tym przedziale przyjmuje następującą postać:

$$J_e \frac{d\Omega_e}{dt} = M_e - M_o', \quad (1.43)$$

gdzie:

$$M_o' = k_1' \Omega_e + k_2' \text{sign} \Omega_e. \quad (1.44)$$

Natomiast w przedziale drugim - bezluzowym równanie dynamiki odpowiada połączeniu sztywnemu :

$$J \frac{d\Omega_m}{dt} = M_e - M_o, \quad (1.45)$$

gdzie M_o jest wyrażone zależnością (1.37).

Przejście z przedziału pierwszego do drugiego jest połączone niekiedy z niebezpiecznymi udarami obciążeń elementów układu. Wyznaczenie ich w sposób analityczny jest bardzo trudne, prostszym rozwiązaniem jest modelowanie matematyczne i badania symulacyjne.